

# 考虑桨叶伺服控制的浮式风机多刚体动力学建模与验证

刘增辉<sup>1,2</sup>, 陈建兵<sup>1,2</sup>, 宋玉鹏<sup>3</sup>, 张自立<sup>1,2</sup>

(1. 同济大学土木工程防灾减灾全国重点实验室, 上海 200092; 2. 同济大学土木工程学院, 上海 200092;  
3. 南京工业大学土木工程学院, 江苏 南京 211816)

**摘要:** 浮式风机是深远海域风力发电的关键结构, 分析其在复杂海况下的动力学响应特征对保障远海风能开发具有重要意义。在初步设计和方案比选阶段, 需要开发能够定量把握浮式风机动力学主要特征、且分析高效的一体化分析模型。为此, 针对大型 Spar 式海上浮式风机, 建立了多刚体动力学全耦合分析模型。基于 Lagrange 方程, 推导了考虑桨叶转动与桨距控制的 8 自由度刚体运动方程。结合所建议的多刚体模型, 基于 Spar 式浮式风机 1:50 缩尺模型试验实测数据, 建立了与试验物理模型相应的一体化多刚体数值模型, 并进行了静力、纯风、纯浪以及风-浪联合条件下数值分析结果与试验观测结果的对比分析。采用本文建模理论, 建立了 OC3-Spar 式浮式风机足尺结构数值分析模型, 并与常用的风机结构分析软件 FAST 的计算结果进行了对比分析。通过与上述缩尺物理模型试验和足尺数值模型软件分析对比, 验证了浮式风机多刚体动力学分析模型的有效性。

**关键词:** 浮式风机; 多刚体动力学模型; 全耦合模型; 模型试验; 试验验证; 数值验证

**中图分类号:** TK83; O313.3; P75 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2023)04-0892-11

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.04.002

## 引言

随着全球能源与环境问题日益突出, 风能作为可再生能源越来越受到人们的广泛关注。全球可开发利用的风能中, 近海风能储量达  $3.6 \times 10^4$  TWh, 远海风能储量更是超过人类每年所需能源总量的 11 倍<sup>[1]</sup>。经过近二十年的高速发展, 当前海上风力发电机组正在向着大型化、深远海方向转变。随着水深增加, 风机支撑平台也逐渐由传统的固定式平台转向浮式平台<sup>[2]</sup>。与固定式风机相比, 浮式风机的系统组成与荷载条件更为复杂, 因此建立合理的浮式风机一体化动力学分析模型对其在复杂海况条件下的动力学响应计算与可靠度评估具有重要意义。

目前, 浮式风机动力学建模方法可分为分解式与一体化两类。分解式分析方法一般将桨叶-机舱等考虑为集中质量, 并将风轮上的荷载以剪力和弯矩的形式传递给塔顶, 进而分析支撑结构的动力响应<sup>[3-4]</sup>。这类方法虽然实施简便、效率较高, 但由于难以考虑电-机-结构及部件之间的耦合效应, 可能导致设计偏于保守或难以满足适用性与安全性要求

等问题。为此, 基于多体动力学的一体化分析建模方法得到了高度重视。这类方法主要包括多刚体模型和刚-柔耦合模型两类<sup>[5-6]</sup>。其中, 多刚体模型忽略了桨叶和塔体的弹性变形, 将浮式风机考虑为多刚体系统, 根据结构各部件的宏观参数, 如几何尺寸、各部件质量和转动惯量等, 建立系统的 6 自由度动力方程<sup>[7-9]</sup>, 因此该方法具有理论简单、计算高效等优点。然而, 以往的研究通常忽略了现代风机中的变速和变桨控制机制, 其适用性受到很大限制。近年来, 已有学者在多刚体模型中逐渐考虑了桨叶的旋转效应, 并建立了平台-桨叶 7 自由度运动方程<sup>[10]</sup>, 然而该模型依然没有考虑风机的变桨距控制机制, 并且缺乏相关的试验验证。刚-柔耦合模型则同时考虑了结构的弹性变形和刚体运动, 基于 Lagrange 方程或 Kane 方法建立系统的刚-柔耦合动力方程<sup>[11]</sup>, 具有代表性的模型如 FAST<sup>[12-13]</sup>、HAWC2<sup>[14]</sup> 以及 Bladed<sup>[15]</sup> 等。与多刚体模型相比, 刚-柔耦合模型更精细, 建模更复杂, 在建模时需要获取结构材料层级的参数, 计算成本更高, 适用于浮式风机结构的详细设计阶段。

研究表明<sup>[10-11, 16]</sup>, 桨叶和塔体的弹性变形对浮式

收稿日期: 2021-12-17; 修订日期: 2022-03-11

基金项目: 国家杰出青年科学基金资助项目(51725804); 国家自然科学基金资助项目(11672209); 上海市国际科技合作基金资助项目(22160713000)。

风机结构整体刚体运动的影响较小。同时,在浮式风机结构的概念设计和初始设计阶段,人们主要关注结构系统的刚体运动等整体宏观动力学响应量,并不触及材料层次的动力学响应量,因此在此阶段采用考虑变速与变桨控制的多刚体动力学模型不失为一种高效可行的选择。

近年来,同济大学针对Spar式浮式风机,基于Kane动力学和有限元方法,开发了浮式风机随机响应一体化动力学分析模型(StoDRAFOWT)<sup>[5,17]</sup>。该模型可以计算系统的刚体运动和柔性部件的弹性变形,为浮式风机的详细设计与可靠度分析提供了精细化的数值模型。为了在初步设计与方案比选阶段实现更高效的分析,基于该模型还可以导出考虑变速与变桨距控制的一体化多刚体动力学模型。

本文将在StoDRAFOWT的基础上,推导考虑桨叶转速控制与桨距控制的8自由度动力耦合方程,建立Spar式浮式风机的多刚体动力学分析模型,并通过缩尺物理模型试验和足尺数值结构分析,验证一体化多刚体动力学模型的有效性。

## 1 理论建模

### 1.1 坐标系及转换关系

本文以OC3-Spar式浮式风机为研究对象<sup>[18-20]</sup>。该型风机可以分为浮体、塔体、机舱、叶轮四个子系统,各子系统对应的质量分别为 $m_{sp}, m_t, m_{nc}, m_r$ 。整个风机系统如图1所示,图中 $G_{sp}, G_t, G_{nc}, G_r$ 分别为各子系统的质心,各质心相对于静水线的距离分别为 $D_{sp}, D_t, D_{nc}$ 和 $D_r$ ,各子系统相对自身质心的转动惯量分别为 $I_{sp}, I_t, I_{nc}$ 和 $I_r$ 。

为了描述系统的位形并建立动力方程,需建立一个参考坐标系和一个随体坐标系,如图1所示。其中,参考坐标系 $OXYZ$ 建立在静水面上,其原点

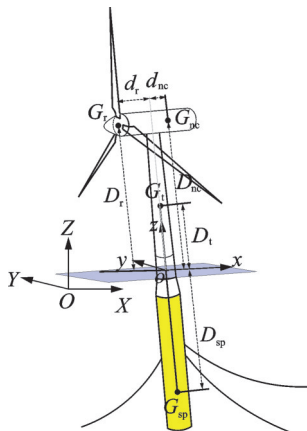


图1 模型简图

Fig. 1 Model sketch of Spar-type FOWT

$O$ 为模型静止时偏航轴与静水面的交点。随体坐标系 $oxyz$ 位于浮体平台上,当模型静止时,随体坐标系 $oxyz$ 和参考坐标系 $OXYZ$ 保持一致。为便于区别,在后文中,参考坐标系中的物理量均带有右上标“ $I$ ”,如结构的刚体平动 $r^I$ ;随体坐标系中的物理量均带有右上标“ $P$ ”,如 $v_x^P(t)$ 表示随体坐标系下结构在 $x$ 方向上的速度。定义结构按照欧拉角3-2-1的顺序转动,则随体坐标系到参考系的坐标转换矩阵 $R$ 为<sup>[10]</sup>:

$$R = \begin{bmatrix} c_{\varphi_3} c_{\varphi_2} & c_{\varphi_3} s_{\varphi_2} s_{\varphi_1} - s_{\varphi_3} c_{\varphi_1} & c_{\varphi_3} s_{\varphi_2} c_{\varphi_1} + s_{\varphi_3} s_{\varphi_1} \\ s_{\varphi_3} c_{\varphi_2} & s_{\varphi_3} s_{\varphi_2} s_{\varphi_1} + c_{\varphi_3} c_{\varphi_1} & s_{\varphi_3} s_{\varphi_2} c_{\varphi_1} - c_{\varphi_3} s_{\varphi_1} \\ -s_{\varphi_2} & c_{\varphi_2} s_{\varphi_1} & c_{\varphi_2} c_{\varphi_1} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 $\varphi_i (i=1, 2, 3)$ 表示结构的刚体转动,包括横摇、纵摇和艏摇, $c_{\varphi_i}$ 和 $s_{\varphi_i}$ 分别表示 $\varphi_i$ 的余弦和正弦三角函数。结构刚体运动的线速度在不同坐标系之间的转换关系如下<sup>[11]</sup>:

$$v^P = [v_x^P \ v_y^P \ v_z^P]^T = R^{-1} \dot{r}^I \quad (2)$$

式中上角标“ $T$ ”表示矩阵转置。

相应地,平台在随体坐标系中有限刚体转动的角速度 $\omega^P$ 与欧拉角 $\varphi$ 之间的动力学方程为<sup>[11]</sup>:

$$\omega^P = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = J \dot{\varphi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -s_{\varphi_2} \\ 0 & c_{\varphi_1} & s_{\varphi_1} c_{\varphi_2} \\ 0 & -s_{\varphi_1} & c_{\varphi_1} c_{\varphi_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \\ \dot{\varphi}_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

### 1.2 多刚体运动方程

当忽略桨叶和塔体的弹性变形时,浮式风机可以完全考虑为一个多刚体系统。为了避免系统荷载求解困难,根据拟坐标拉格朗日法(LEQ)<sup>[21]</sup>,可以在随体坐标系中写出系统的Lagrange方程:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial v^P} \right) + \tilde{\omega}^P \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial v^P} - R^T \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial r^I} = F^P \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \omega^P} \right) + \tilde{v}^P \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial v^P} + \tilde{\omega}^P \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \omega^P} -$$

$$J^{-T} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \varphi} = M^P \quad (5)$$

式中 $\mathcal{L} = \mathcal{T} - \mathcal{V}$ 为Lagrange函数, $F^P$ 和 $M^P$ 分别为系统的合外力和外力矩, $\tilde{\omega}^P$ 和 $\tilde{v}^P$ 为具有相同形式的反斜对称矩阵, $\tilde{\omega}^P$ 表达式如下:

$$\tilde{\omega}^P = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_z & \omega_y \\ \omega_z & 0 & -\omega_x \\ -\omega_y & \omega_x & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

对于整个风机系统,除了6自由度刚体运动外,桨叶在运行时还会发生刚体转动。同时,为了扩大风能的利用区间,并保障结构在极端风环境下的安全性与可靠性,现代风机机舱内均安装有伺服控制系统来实现桨叶的转速控制和变桨控制。当采用发电机转矩控制叶轮的转速时,叶轮转动自由度动力

方程为<sup>[22]</sup>:

$$I_{rx}\dot{\omega}_b + \zeta_g \frac{\tau_0}{\omega_{b0}} \omega_b = F_M \quad (7)$$

式中  $I_{rx} = I_{rotor} + N_g^2 I_g$ ,  $I_{rotor}$  为叶轮绕旋转轴的转动惯量,  $N_g$  为齿轮箱增速比,  $I_g$  为发电机相对于高速转轴的转动惯量;  $\omega_b$  为叶轮的转速;  $\tau_0$  和  $\omega_{b0}$  分别为叶轮名义额定气动扭矩和转速;  $F_M = \tau_a - (1 + \zeta_g) N_g M_g$  为叶轮主转轴转矩,  $\tau_a$  为叶轮的气动扭矩,  $\zeta_g$  为机舱内转子齿轮摩擦系数,  $M_g$  为机舱内高速轴的转矩。

当采用只考虑比例增益和积分增益的 PI 桨距角控制策略时, 桨距角对应的动力控制方程为<sup>[13]</sup>:

$$\tau_p \tau_i \dot{\beta} + \tau_p I_{rx} \beta = G I_{rx} (\tau_i + t) (\omega_b - \omega_{b0}) \quad (8)$$

式中  $\beta$  为桨距角,  $\tau_p$  为描述桨距动作迟滞效应的常数,  $G = K_p N_g$  为增益因子,  $\tau_i = G / (K_i N_g)$ ,  $K_p$  和  $K_i$  分别为比例增益和积分增益, 其表达式可参考文献<sup>[13]</sup>;  $t$  为时间。

令  $\Omega_b = t\omega_b$ ,  $\Omega_{b0} = t\omega_{b0}$ , 联立式(4)~(8), 同时将坐标转换矩阵  $R$  代入到 Lagrange 方程中, 便可得到考虑伺服控制机制的 8 自由度多刚体耦合动力方程的显式表达形式<sup>[5]</sup>:

$$\begin{bmatrix} M_{6 \times 6}^1 & M_{6 \times 3}^2 \\ M_{3 \times 6}^3 & M_{3 \times 3}^4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{v}^p \\ \dot{\omega}^p \\ \dot{\Omega}_b \\ \dot{\beta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{6 \times 6}^1 & C_{6 \times 3}^2 \\ C_{3 \times 6}^3 & C_{3 \times 3}^4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v^p \\ \omega^p \\ \Omega_b \\ \beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F^p \\ M^p \\ 0 \\ F_R \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中

$$M_{6 \times 6}^1 = \begin{bmatrix} m_T & 0 & 0 & 0 & M_{15} & 0 \\ 0 & m_T & 0 & M_{24} & 0 & M_{26} \\ & & m_T & 0 & M_{35} & 0 \\ & & & M_{44} & 0 & M_{46} \\ & & & & M_{55} & 0 \\ & & sym & & & M_{66} \end{bmatrix} \quad (10)$$

其中,  $m_T = m_{sp} + m_t + m_{nc} + m_r$ ,  $M_{15} = -M_{24} = -m_{sp} D_{sp} + D_r m_r + D_{nc} m_{nc} + m_t D_t$ ,  $M_{26} = -M_{35} = d_{nc} m_{nc} - d_r m_r$ ,  $M_{44} = -I_{spr} + I_{lr} + I_{ncr} + I_{rx} + D_r^2 m_r + D_{nc}^2 m_{nc} + D_t^2 m_t + D_{sp}^2 m_{sp}$ ,  $M_{55} = -I_{spy} + I_{ty} + I_{ncy} + I_{ry} + D_r^2 m_t + m_r (D_r^2 + d_r^2) + m_{nc} (D_{nc}^2 + d_{nc}^2) + D_{sp}^2 m_{sp}$ ,  $M_{66} = I_{spz} + I_{tz} + I_{ncz} + I_{rz} + m_r d_r^2 + m_{nc} d_{nc}^2$ ,  $M_{46} = d_r D_r m_r - d_{nc} D_{nc} m_{nc}$ , 且

$$M_{3 \times 6}^3 = [M_{6 \times 3}^2]^T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & I_{rx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, M_{3 \times 3}^4 =$$

$$\begin{bmatrix} I_{rx} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, C_{6 \times 6}^1 = \begin{bmatrix} \tilde{\omega}_{3 \times 3}^p & 0_{3 \times 3} \\ \tilde{v}_{3 \times 3}^p & \tilde{\omega}_{3 \times 3}^p \end{bmatrix} M_{6 \times 6}^1,$$

$$\text{同时, } C_{6 \times 3}^2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & I_{rx} \omega_z & -I_{rx} \omega_y \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T,$$

$$C_{3 \times 6}^3 = 0, C_{3 \times 3}^4 = \begin{bmatrix} \zeta_g \tau_0 / \omega_{b0} & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ -G / \tau_p & -G / (\tau_p \tau_i) & 1 / \tau_p \end{bmatrix}, F_R$$

为伺服控制荷载, 表达式为  $F_R = -\frac{G \omega_{b0}}{\tau_p} (1 + t / \tau_i)$ 。

从式(9)可以看出, 多刚体动力学模型的建模仅需要获取系统各部件的几何、质量、转动惯量等参数, 并不涉及构件材料层级的参数。同时, 该模型还可以考虑变转速与变桨距情形, 因此适合用于初始设计阶段的结构动力响应分析。

### 1.3 荷载建模

在系统的 8 自由度动力方程中,  $F^p$  和  $M^p$  分别为系统的合外力和外力矩, 包括结构自重和外部激励荷载(如风荷载、波浪荷载以及系泊荷载), 因而  $F^p$  和  $M^p$  可以进一步改写为如下形式:

$$F^p = F_g^p + F_{aer}^p + F_{hs}^p + F_{hd}^p + F_{moor}^p \quad (11)$$

$$M^p = M_g^p + M_{aer}^p + M_{hs}^p + M_{hd}^p + M_{moor}^p \quad (12)$$

式中  $F_g^p$  和  $M_g^p$  分别为随体坐标系下重力效应引起的外荷载, 表达式如下<sup>[5,10]</sup>:

$$F_g^p = g \begin{bmatrix} m_T s_{\varphi_2} \\ -m_T c_{\varphi_2} s_{\varphi_1} \\ -m_T c_{\varphi_1} c_{\varphi_2} \end{bmatrix}, M_g^p = g \begin{bmatrix} c_{\varphi_2} s_{\varphi_1} M_{15} \\ s_{\varphi_2} M_{15} + c_{\varphi_1} s_{\varphi_2} M_{ncr} \\ -s_{\varphi_1} c_{\varphi_2} M_{ncr} \end{bmatrix} \quad (13)$$

式中  $M_{ncr} = m_{nc} d_{nc} + m_r d_r$ ,  $g$  为重力加速度。

$F_{aer}^p, F_{hs}^p, F_{hd}^p, F_{moor}^p$  和  $M_{aer}^p, M_{hs}^p, M_{hd}^p, M_{moor}^p$  分别为模型受到的气动荷载、水静力荷载、水动力荷载以及系泊荷载对平台随体系坐标原点  $o$  的合力和合力矩。其中气动荷载包括桨叶气动荷载和塔体气动荷载, 桨叶气动荷载采用修正的叶素动量理论计算<sup>[23]</sup>。单位长度塔体的气动荷载直接采用准定常假定计算<sup>[18]</sup>:

$$f_{tower, aer}^p(t) = \frac{1}{2} \rho_a C_{dt} d_t [U_x^p(t) + u_x^p(t) - v_x^p(t)]^2 \quad (14)$$

式中  $\rho_a$  为空气密度,  $C_{dt}$  和  $d_t$  分别为塔体阻力系数和塔筒截面外径,  $U_x^p(t)$  和  $u_x^p(t)$  分别为垂直于塔体的平均风速和脉动风速。

系统的水静力荷载可计算如下:

$$\begin{cases} F_{hs}^p = R^{-1} [(\rho_w V_d g) \hat{k}] \\ M_{hs}^p = r_{FC} \times F_{hs}^p \end{cases} \quad (15)$$

式中  $\hat{k} = [0, 0, 1]^T$ ,  $\rho_w$  为水体密度,  $V_d$  为浮体排开水的体积,  $r_{FC}$  为平台淹没部分的浮心至平台随体系坐标原点距离矢量。



考虑到浮体直径远小于海浪的特征波长,系统的水动力荷载可由Morison公式计算<sup>[24]</sup>:

$$F_{hd}^p = \int_{spbot}^{surf} \left[ \frac{\pi}{4} d_s^2 \rho_w (1 + C_A) \dot{v}_w^p + \frac{1}{2} C_D d_s \rho_w v_{ws}^p |v_{ws}^p| - \frac{\pi}{4} C_A d_s^2 \rho_w \dot{v}_w^p \right] dz \quad (16)$$

$$M_{hd}^p = \int_{spbot}^{surf} r_z \times \left[ \frac{\pi}{4} d_s^2 \rho_w (1 + C_A) \dot{v}_w^p + \frac{1}{2} C_D d_s \rho_w v_{ws}^p |v_{ws}^p| - \frac{\pi}{4} C_A d_s^2 \rho_w \dot{v}_w^p \right] dz \quad (17)$$

式中  $d_s$  为浮体外径,  $C_A$  为附加质量系数,  $C_D$  为水平拖曳系数,  $\dot{v}_w^p$  为浮体所处位置处水质点的加速度,  $v_{ws}^p$  为浮体所处位置处水质点的速度,  $surf$  和  $spbot$  分别为自由液面高程和浮体底部纵向坐标,  $r_z = [0 \ 0 \ z]^T$  为水质点的纵向坐标。对于线性波浪理论,水质点的速度与加速度表达式可以参考文献[25]。 $v_{ws}^p = v_w^p - v^p$  为水质点相对于结构的速度。

OC3-Spar式浮式风机的系泊系统由三根张紧的锚链构成,此时系泊缆无躺底,系泊荷载可通过求解非弹性悬链线方程获取<sup>[26]</sup>。取单根系泊缆进行受力分析,在该系泊缆的水下锚点处建立系泊缆随体坐标系  $o''x''y''z''$ ,如图2所示。结合微元上的几何关系和平衡条件,可以得到浮体上导缆孔在系泊缆随体坐标系中的位置<sup>[26]</sup>:

$$x_F = \frac{H_F}{\omega} \ln \frac{V_F + \sqrt{V_F^2 + H_F^2}}{V_F - \omega L + \sqrt{(V_F - \omega L)^2 + H_F^2}} + \frac{H_F L}{EA} \quad (18)$$

$$z_F = \frac{1}{\omega} \left( \sqrt{V_F^2 + H_F^2} - \sqrt{(V_F - \omega L)^2 + H_F^2} \right) + \frac{L(V_F - \omega L/2)}{EA} \quad (19)$$

式中  $H_F$  和  $V_F$  分别为系泊缆在导缆孔处拉力的水平分量和垂向分量,  $\omega$  为系泊缆微元的湿重,  $L$  为系泊缆未拉伸长度,  $EA$  为系泊缆的轴向刚度,  $A$  为系泊缆等效截面积。显然,当已知浮体导缆孔在参考

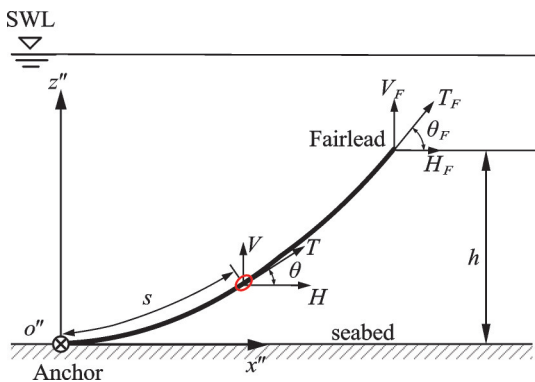


图2 系泊缆及对应的随体坐标系

Fig. 2 Mooring line and the corresponding coordinate system

系内的坐标时,通过坐标转换矩阵,可以将其转化到系泊缆随体坐标系,从而通过反解式(18)和(19)即可确定系泊缆的拉力。

## 2 基于模型试验的缩尺数值模型验证

最近,同济大学完成了Spar式浮式风机1:50缩尺风-浪模型试验<sup>[27]</sup>。本节将结合缩尺模型的结构参数和工作机制,建立缩尺结构的多刚体数值模型,并与试验结果进行对比。

### 2.1 模型试验基本情况

试验参考风机为Hywind Spar式风机<sup>[18-20]</sup>。采用Froude相似准则进行动力设计<sup>[20]</sup>,根据缩尺比与相似准则制作组装后的模型如图3所示,系泊缆与浮体的连接方式如图4所示。试验中,以直流伺服

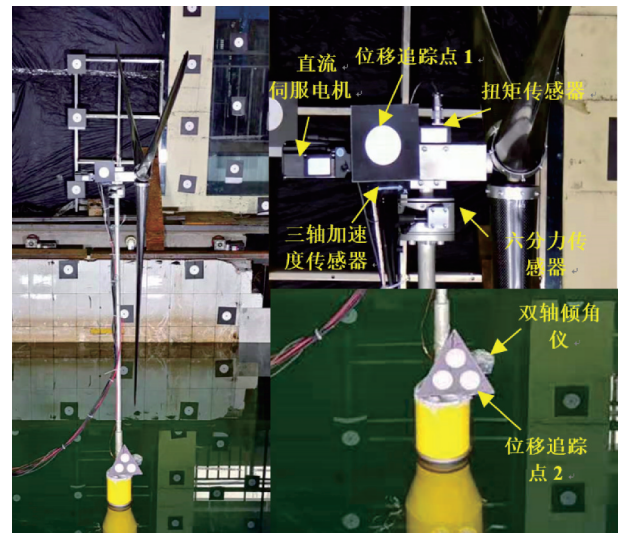


图3 试验模型

Fig. 3 The model of wind turbine

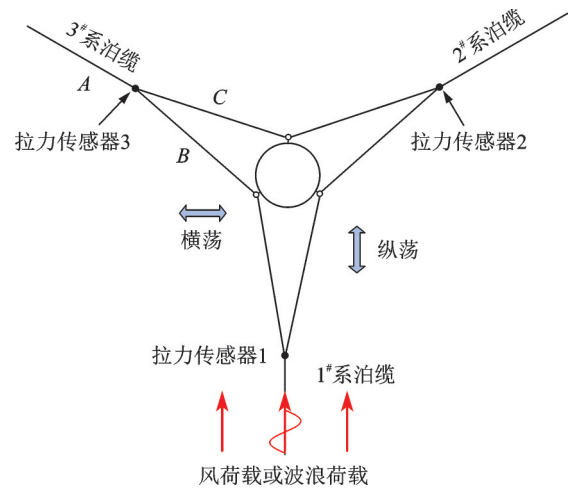


图4 模型系泊缆布置

Fig. 4 Arrangement diagram of mooring system

电机驱动桨叶转动。同时考虑了变桨控制机制,变桨控制方式为手动变桨。当来流风速超过额定风速时,将桨叶的桨距角调整至规定值并锁定桨叶。试验设计了纯风、纯浪和风-浪联合三类海况共计 12 种试验工况,试验模型和各工况的参数可参考文献[27]。

## 2.2 缩尺物理模型的多刚体动力学模型

由于试验中桨叶的转速直接采用电机控制,而变桨控制则直接采用分级手动变桨。因此基于伺服控制方式的叶轮转动自由度动力方程式(7)和桨距控制方程式(8)不再发挥作用。于是,缩尺模型的多刚体动力方程可由式(9)转化为如下 6 自由度运动方程:

$$[M_{6 \times 6}^1] \begin{bmatrix} \dot{v}^p \\ \dot{\omega}^p \end{bmatrix} + [C_{6 \times 6}^1] \begin{bmatrix} v^p \\ \omega^p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F^p \\ M^p \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} F_{mp}^p \\ M_{mp}^p \end{bmatrix} \quad (20)$$

式中  $[F_{mp}^p \ M_{mp}^p]^T = [0 \ 0 \ 0 \ I_{rx} \dot{\omega}_b \ I_{rx} \omega_b \omega_z - I_{rx} \omega_b \omega_y]^T$ 。

将试验实测模型参数代入到式(20)中,便可获

得结构的动力学方程。需要说明的是,式(20)虽然为 6 自由度动力方程,但桨叶转速和桨距角的变化对系统的影响依旧会通过作用于桨叶的气动荷载体现出来。下面将结合静水校核试验和现场工况试验稳态阶段的测量数据,从物理模型试验的角度对数值缩尺模型加以验证。

## 2.3 缩尺数值模型验证

### 2.3.1 模型静水校核试验

静水校核试验的主要目的是确定系泊缆的静力刚度曲线和结构 6 自由度刚体运动的特征周期。图 5 为模型系泊缆沿纵荡(Surge)和横荡(Sway)方向的位移-拉力曲线实测值与数值模型计算值的比较。其中,纵荡静力试验所测拉力为 1<sup>#</sup>系泊缆拉力,横荡静力试验所测拉力为 2<sup>#</sup>系泊缆拉力。从图 5 中可见,除 1<sup>#</sup>系泊缆 0.05 m 处拉力实测值与计算值存在微小差别外,系泊缆静力刚度试验的实测值与数值模型计算值基本重合,说明缩尺数值模型可以较好地模拟系泊缆的力学特性。

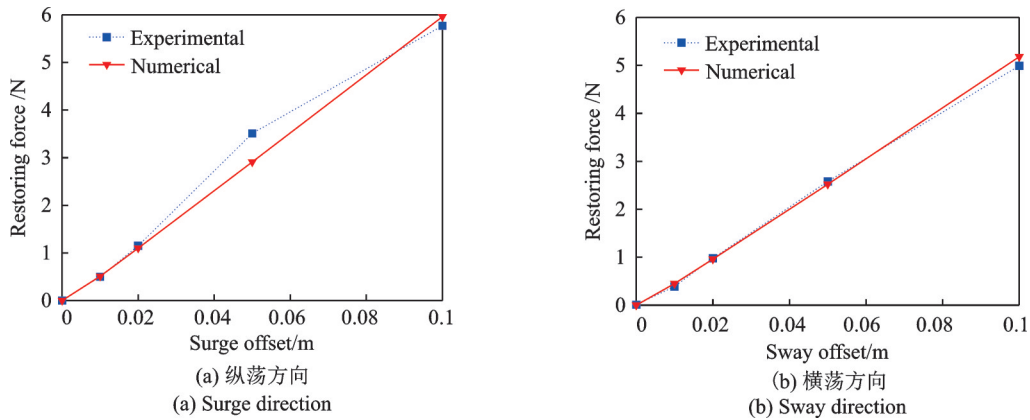


图 5 数值系泊缆与实测系泊缆静力刚度比较

Fig. 5 Comparison of static stiffness of mooring line between numerical results and measured values

模型自由衰减的周期由自由衰减试验确定,表 1 为模型自由衰减周期实测值与数值模型计算值。从表中可知,数值模型计算的横荡自由衰减周期与实测值存在一定偏差,这可能是由于缩尺物理模型中导线的偏心效应引起的。数值模型中其他自

表 1 模型自由衰减周期实测值与模拟值

Tab. 1 Experimental and numerical results of the eigenperiods of the FOWT model

| 方向 | 实测值/s | 计算值/s | 相对误差/% |
|----|-------|-------|--------|
| 纵荡 | 10.50 | 10.24 | 2.5    |
| 横荡 | 9.09  | 10.24 | 12.7   |
| 垂荡 | 3.64  | 3.66  | 0.5    |
| 纵摇 | 4.14  | 4.27  | 3.1    |
| 横摇 | 4.27  | 4.27  | 0      |
| 艏摇 | 3.15  | 3.15  | 0      |

由度的特征周期均与实测值十分接近,说明数值缩尺模型能够较好地反映结构系统的动力学基本特征。

### 2.3.2 纯风海况

纯风海况包含 LC1~LC4 共计 4 个工况,无波浪荷载。其中,LC1 中平均风速为 2.02 m/s,桨叶转速为 62.8 r/min,桨距角为 0;LC2 条件为额定风速,平均风速为 3.36 m/s,桨叶转速达到额定转速,桨叶转速为 85.6 r/min,桨距角为 0;LC3 中的风速高于额定风速,平均风速为 3.56 m/s,变桨机制启动,桨叶转速保持为 85.6 r/min,桨距角为 14.9°;LC4 条件下来流风速已经超过切出风速,风速为 5.93 m/s,风机处于顺桨停机状态,桨距角为 90°。

图 6 为缩尺结构在 LC1 条件下纵荡响应时程的实测值与模拟值的比较。从图 6 中可见,数值模拟

结果和实测值吻合良好,且纵荡响应时程的变异性较小。事实上,此时风场的湍流强度较小,因此在稳态时近似于在风机上施加了水平静力作用。图7为LC2条件下纵荡响应功率谱的实测值与模拟值的比较。从图7中可见,除低频部分存在一定差别外,模拟值和实测值吻合良好,且二者均在纵摇特征频率处出现尖峰。

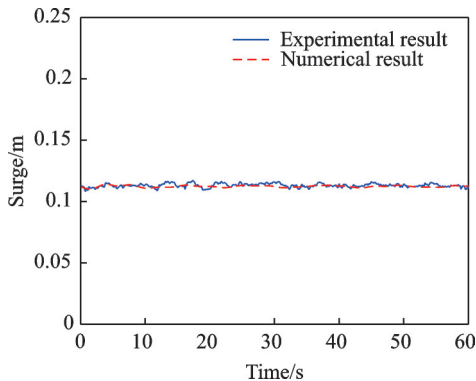


图6 LC1条件下结构纵荡响应时程

Fig. 6 Time histories of surge response under LC1

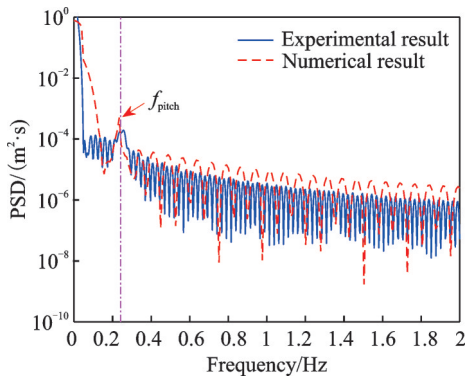


图7 LC2条件下结构纵荡响应的功率谱

Fig. 7 Power spectral density (PSD) of the surge response under LC2

进一步地,图8给出了4类纯风工况下模型纵摇响应实测值与模拟值的统计箱线图。从图8中可见,模拟值与实测值在响应随风速的变化趋势

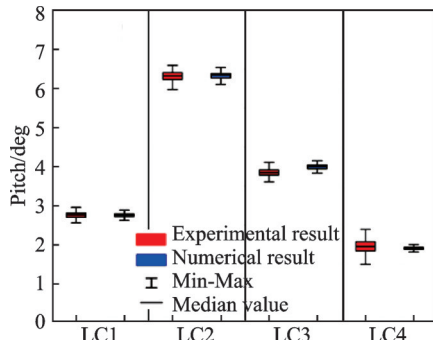


图8 纯风条件下结构纵摇响应的统计箱线图

Fig. 8 Statistical boxplot of pitch response under wind only conditions

和响应幅值等方面均吻合良好,且结构响应均在额定风速条件下达到最大。在低于额定风速条件下,结构响应随着风速的增加而增加。在高于额定风速条件下,由于变桨机制的作用,结构响应随着风速增加反而减小。上述对比结果说明数值缩尺模型可以较好地模拟结构在纯风条件下的动力响应。

### 2.3.3 纯浪海况

纯浪海况包含LC5~LC8共计4个工况试验,此时无风、风机停机且桨距角为0°。其中LC5为规则波,波高0.06 m,波浪周期为1.07 s。LC6~LC8为非规则波,非规则波的海浪谱采用JONSWAP谱。LC6有效波高为0.11 m,谱峰周期为1.5 s,峰值参数 $\gamma=2.8$ ;LC7有效波高为0.14 m,谱峰周期为1.7 s,峰值参数 $\gamma=3.3$ ;LC8有效波高为0.18 m,谱峰周期为2.18 s,峰值参数 $\gamma=3.8$ 。

图9为结构在LC5条件下纵荡响应功率谱的实测值和模拟值的对比结果。从图9中可见,模拟值和实测值均在纵荡和纵摇特征频率处出现尖峰。而在纯风条件下,仅有纵摇响应的特征频率被激发(如图7所示)。对于规则波,结构不仅在入射波的特征频率处出现尖峰,而且在入射波2倍的特征频率处也出现尖峰。这是由于结构在规则波作用下会发生与入射波相同频率的简谐运动<sup>[26]</sup>。总体上看,结构纵荡响应功率谱的实测值与模拟值吻合良好。

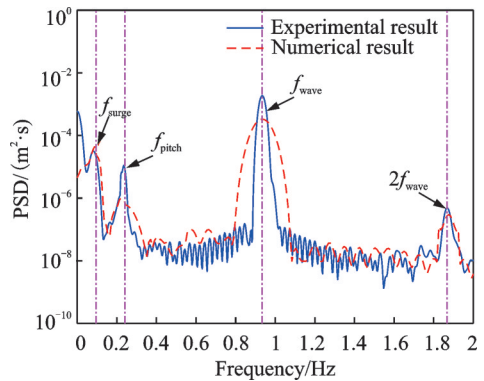


图9 LC5条件下结构纵荡响应的功率谱

Fig. 9 PSD of surge response under LC5

相应地,图10为纯浪条件下结构纵摇响应实测值和模拟值的统计分析结果。可以看到,模拟值与实测值吻合良好。这说明数值缩尺模型可以较好地模拟结构在纯浪条件下的动力响应。

### 2.3.4 风-浪联合海况

风-浪联合海况包含LC9~LC12共计4个工况试验。其中LC9条件下平均风速为2.02 m/s,规则波,波高为0.06 m,波浪周期为1.07 s,桨叶转速为



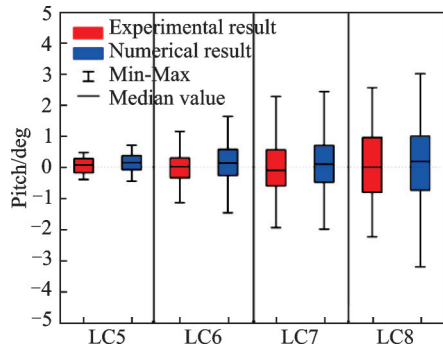


图10 纯浪条件下结构纵摇响应统计箱线图

Fig. 10 Statistical boxplot of pitch response under wave only conditions

62.8 r/min, 桨距角为 $0^\circ$ ; LC10条件下平均风速为3.36 m/s, 非规则波, 有效波高为0.11 m, 谱峰周期为1.5 s, 峰值参数 $\gamma=2.8$ , 桨叶转速为85.6 r/min, 桨距角为 $0^\circ$ ; LC11条件下平均风速为3.56 m/s, 非规则波, 有效波高为0.14 m, 谱峰周期为1.7 s, 峰值参数 $\gamma=3.3$ , 桨叶转速为85.6 r/min, 桨距角为 $14.9^\circ$ ; LC12条件下平均风速为5.93 m/s, 非规则波, 有效波高为0.18 m, 谱峰周期为2.18 s, 峰值参数 $\gamma=3.8$ , 桨叶转速为0, 桨距角为 $90^\circ$ 。

图11为LC11条件下结构纵摇响应功率谱的实测值与模拟值的比较。从图11中可见, 实测值与模拟值均在纵摇特征频率和入射波特征频率上出现尖峰, 且二者的整体趋势一致。风-浪联合条件下结构纵摇响应实测值与模拟值的统计信息如图12所示, 从图中可知LC9和LC10模拟值与实测值有微小差别, 这可能是由于数值模型中忽略了塔体的弹性变形。其他工况的实测值与模拟值整体上吻合非常好。这说明缩尺数值模型可以较好地模拟结构在风-浪联合作用下的动力响应。

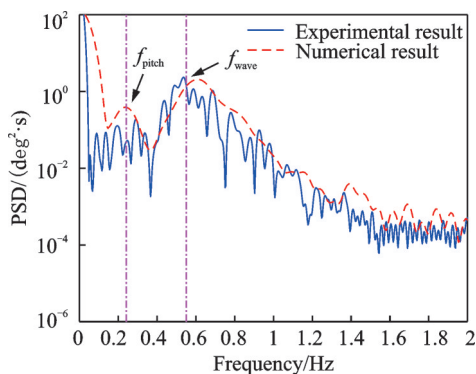


图11 LC11条件下结构纵摇响应的功率谱

Fig. 11 PSD of pitch response under LC11

从图12中还可以看出, 结构在风-浪联合作用下动力响应的整体趋势和结构在纯浪条件下基本一致, 而结构响应的变化幅度则与纯浪条件下基本相

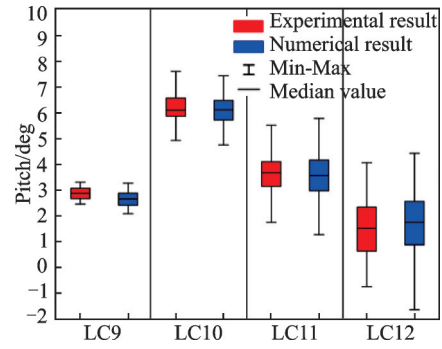


图12 风-浪联合条件下结构纵摇响应统计箱线图

Fig. 12 Statistical boxplot of pitch response under combined wind and wave conditions

同。这说明风荷载主要控制结构的整体响应趋势, 而波浪荷载则控制结构响应的幅值涨落范围。

### 3 足尺结构数值比较

由于当前条件所限, 试验中桨叶转速与桨距角尚未实现实时伺服控制, 仅考虑了不同的定转速与定桨距情况, 且缩尺的试验模型与OC3-Spar式浮式风机原型机存在一定差异, 因而模型试验中测量的结构动力响应特征可能与实际足尺风机结构存在差异。为此, 进一步基于上述多刚体动力学模型, 建立了OC3-Spar式浮式风机足尺结构的数值分析模型, 并与主流分析软件FAST的分析结果进行比较, 从而进一步检验本文所建立的多刚体动力学模型的有效性。

相较于缩尺的数值模型, 足尺结构数值模型考虑了桨叶转动的动力方程和桨距控制方程, 因此系统的动力学方程为式(9)。足尺模型中的系泊缆采用文献[28]中的参数。由于本文的多刚体模型忽略了塔体和桨叶的弹性变形, 且桨叶平面完全垂直于来流风方向, 故在FAST中, 也需要将风机的桨叶和塔体做刚化处理, 同时需将机舱内主转轴的仰角和桨叶仰角调整至 $0^\circ$ , 保证与本文多刚体分析模型的参数一致。在此基础上, 采用上述两个不同分析模型对足尺风机结构的动力响应进行分析和比较。

#### 3.1 自由衰减特性比较

首先采用不同模型分析了的浮式风机结构自由衰减特征。限于篇幅, 本文仅给出纵荡和纵摇自由衰减的分析结果。图13和14分别为结构纵荡和纵摇自由衰减的时程曲线和频谱图。从图中可见, 本文多刚体动力学模型与FAST的计算结果吻合良好, 说明本文多刚体模型能够准确刻画足尺结构的基本动力特征。

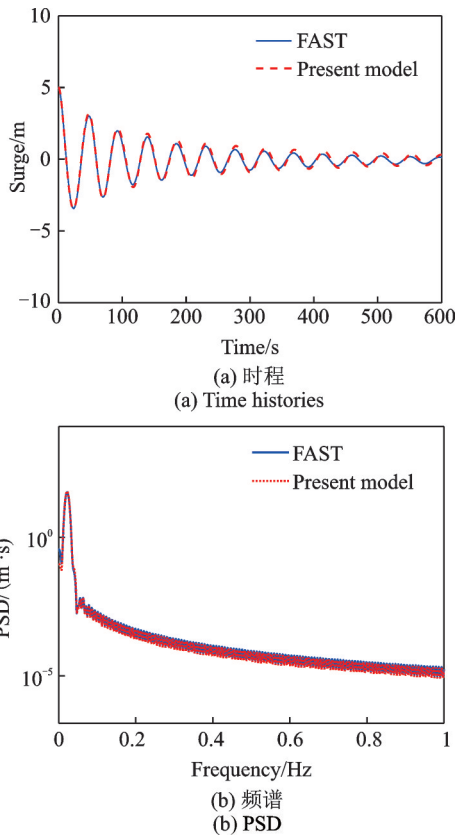


图 13 足尺风机纵荡自由衰减特性

Fig. 13 Free decay properties of surge response of the full-scale FOWT

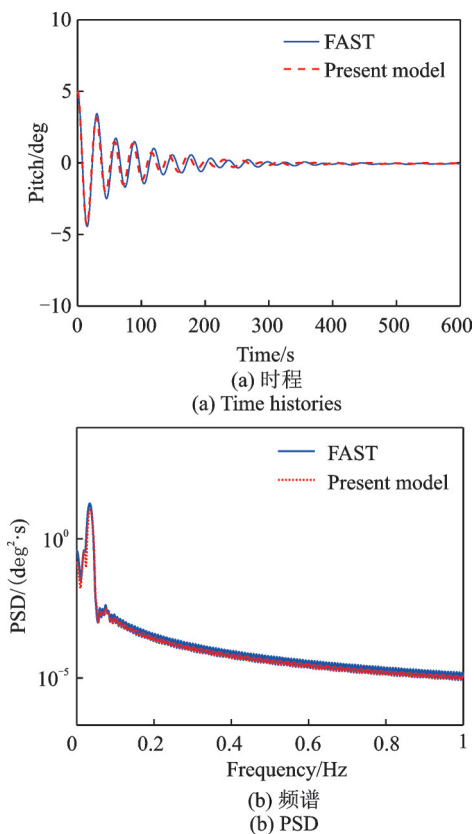


图 14 足尺风机纵摇自由衰减特性

Fig. 14 Free decay properties of pitch response of full-scale FOWT

### 3.2 足尺结构动力特性比较

在动力响应分析中,重点计算了浮式风机在规则波和风-浪联合作用下的结构响应。对于规则波

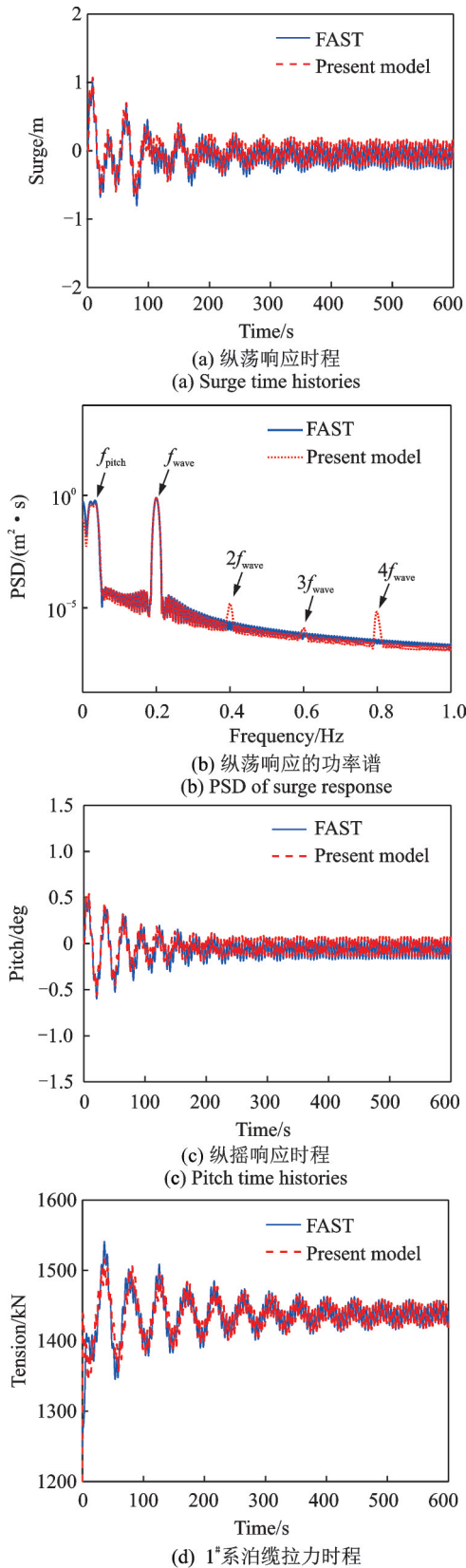


图 15 规则波条件下足尺结构动力响应

Fig. 15 Dynamic responses of full-scale structure under regular wave conditions



工况,波高为3.0 m,波浪周期为5 s。采用不同分析模型获得的动力响应如图15所示。从图15中可见,两类模型得到的纵荡、纵摇以及系泊缆拉力的时域响应结果一致,说明本文多刚体模型可以准确模拟足尺浮式风机结构的动力响应。此外,从频域分析结果可以看到,本文的多刚体动力学模型不仅能够准确反映结构和波浪的特征频率,而且能够反映浮式风机结构在规则波作用下的倍频耦合响应,这与第2节中的试验结果是一致的。然而FAST的分析结果未能反映这种效应,这是因为FAST在计算结构的水动力时,选用的是固定点处的水质点速度与加速度代替浮体上水质点的速度与加速度<sup>[18]</sup>。本文多刚体动力学模型在计算系统的水动力荷载时,采用的是浮体实时位置处水质点的速度与加速度。因此,相较于FAST,本文的多刚体模型对浮式风机结构动力响应特征的反映更为全面。

对于风-浪联合作用条件,为了反映8自由度动力方程中的转速控制和桨距控制机制,平均风速应大于额定风速,本文取为18 m/s,同时采用JON-SWAP海浪谱模拟非规则波浪,有效波高为7.5 m,波浪谱峰周期为10 s,谱峰因子为3.3。两类模型获得的系统动力响应如图16所示。从图16中可见,两类模型得到的结构刚体运动响应总体上是一致的。由于风场和波浪的随机性以及两种模型中桨距控制机制存在差异,因此多刚体模型得到的桨叶转速和桨距角时程未能与FAST完全吻合,但是二者的响应幅值基本相同。

## 4 结论

本文基于拟坐标拉格朗日法,建立了考虑平台多刚体运动和桨叶转速与桨距控制的浮式风机8自由度多刚体分析模型,并与缩尺模型试验和足尺结构数值分析结果进行了对比验证。主要结论包括:

(1) 一体化多刚体动力学模型不仅可以求解浮体的6自由度动力响应,而且能够考虑桨叶变速与变桨距控制机制,工程适用性较广;

(2) 缩尺的一体化多刚体动力学分析模型的计算结果与试验观测结果基本一致,说明该模型可以准确刻画试验风机的静力和动力特性;

(3) 与仅考虑刚体运动的FAST模型相比,一体化多刚体动力学模型不仅可以捕捉结构动力响应的基本特征,而且能够反映规则波条件下的倍频耦合响应,模拟结果更为合理;

(4) 基于物理模型试验的对比和基于足尺结构

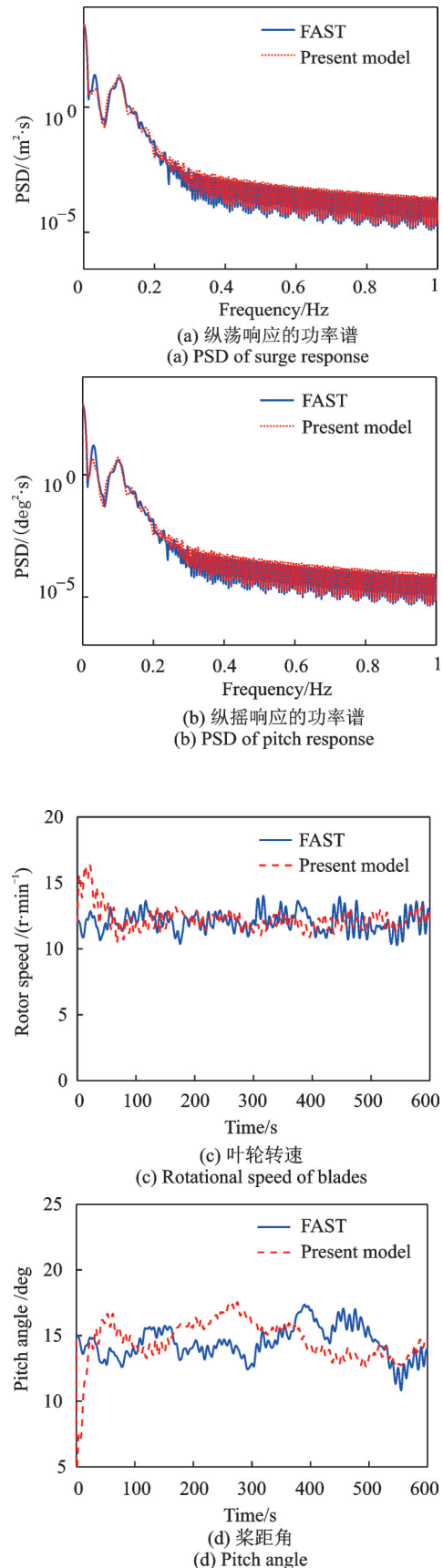


图16 风-浪联合条件下足尺结构动力响应

Fig. 16 Dynamic responses of full-scale structure under combined wind and wave conditions

的数值结果均验证了一体化多刚体动力学模型的有效性,说明了该模型的建模理论具有广泛的适用性。

上述工作,不仅可以用于Spar式浮式风机的初步设计和方案比选,而且能够为其他形式浮式风机的一体化动力学模型建模提供参考。为了进行浮式风机运转性能和结构抗灾整体可靠性的精细化分析,则需要采用考虑刚-柔耦合效应的精细化模型。

#### 参考文献:

- [1] IEA. Offshore wind outlook 2019[R]. Paris, France: International Energy Agency, 2019.
- [2] 万德成,程萍,黄扬,等.海上浮式风机气动力-水动力耦合分析研究进展[J].力学季刊,2017,38(3):385-407.  
WAN D C, CHENG P, HUANG Y, et al. Overview of study on aero- and hydro-dynamic interaction for floating offshore wind turbines[J]. Chinese Quarterly of Mechanics, 2017, 38(3): 385-407.
- [3] 唐耀,范菊,邹早建,等.浮式风机平台在规则波和定常风作用下的动力响应分析[J].中国海洋平台,2014,39(1):50-56.  
TANG Y, FAN J, ZOU Z J, et al. Dynamic response analysis of floating offshore wind turbine platform in regular waves and steady winds[J]. China Offshore Platform, 2014, 39(1): 50-56.
- [4] 张洪建,蔡新,许波峰.浮式风机半潜式平台动力响应研究[J].可再生能源,2021,39(9):1210-1216.  
ZHANG H J, CAI X, XU B F. Study on dynamic response of floating wind turbine semi-submersible platform[J]. Renewable Energy Resources, 2021, 39(9): 1210-1216.
- [5] SONG Y P, BASU B, ZHANG Z, et al. Dynamic reliability analysis of a floating offshore wind turbine under wind-wave joint excitations via probability density evolution method[J]. Renewable Energy, 2021, 168: 991-1014.
- [6] 胡志强.浮式风机动力响应分析关键技术综述[J].船舶与海洋工程,2020,36(6):1-13.  
HU Z Q. A review on the key technologies of dynamic response prediction of floating offshore wind turbines[J]. Naval Architecture and Ocean Engineering, 2020, 36(6): 1-13.
- [7] 金飞,滕斌.海上浮式风机运动响应的时域耦合计算方法[J].电网与清洁能源,2016,32(8):93-99.  
JIN F, TENG B. A coupled time-domain calculation method for motion response of floating offshore wind turbine[J]. Power System and Clean Energy, 2016, 32(8): 93-99.
- [8] SHEN M C, HU Z Q, GENG T. Coupled hydrodynamic and aerodynamic response analysis of a tension-leg platform floating wind turbine[J]. Journal of Ship Mechanics, 2017, 21(3): 263-274.
- [9] 段斐.单柱式浮式风机动力性能机理和响应特性的模型试验与数值模拟研究[D].上海:上海交通大学,2017.  
DUAN F. Investigation on mechanism and characteristics of dynamic responses of a Spar-type floating wind turbine based on model testing and numerical simulation methods[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2017.
- [10] AI-SOLOHAT M K, NAHON M, BEHDINAN K. Dynamic modeling and simulation of a Spar floating offshore wind turbine with consideration of the rotor speed variations[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2019, 141(8): 081014.
- [11] AI-SOLOHAT M K, NAHON M. Flexible multibody dynamic modeling of a floating wind turbine[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 142: 518-529.
- [12] JONKMAN B, JONKMAN J. FAST v8. 16.00 a-bjj [R]. Golden, USA: National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2016.
- [13] JONKMAN J M. Dynamics of offshore floating wind turbines-model development and verification[J]. Wind Energy, 2009, 12(5): 459-492.
- [14] NIELSEN F G, HANSON T D, SKAARE B R. Integrated dynamic analysis of floating offshore wind turbines[C]. Proceedings of the 25th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2006: 671-679.
- [15] BOSSANYI E. GH Bladed user manual [R]. Bristol, UK: Garrad Hassan and Partners Ltd., 2009.
- [16] JESSEN K, LAUGESEN K, MORTENSEN S M, et al. Experimental validation of aero-hydro-servo-elastic models of a scaled floating offshore wind turbine[J]. Applied Sciences, 2019, 9(6): 1244.
- [17] 宋玉鹏.大型海上浮式风力发电机组结构整体动力学建模与可靠度分析[D].上海:同济大学,2021.  
SONG Y P. Integrated dynamic modeling and reliability analysis of large floating offshore wind turbines [D]. Shanghai: Tongji University, 2021.
- [18] JONKMAN J M. Dynamics modeling and loads analysis of an offshore floating wind turbine [R]. Golden, USA: National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2007.
- [19] JONKMAN J, Butterfield S, Musial W, et al. Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development[R]. Golden, USA: National Renewable Energy Laboratory (NREL), 2009.
- [20] MARTIN H R. Development of a scale model wind turbine for testing of offshore floating wind turbine systems [D]. Orono: The University of Maine, 2011.

- [21] MEIROVITCH L, STEMPLE T. Hybrid equations of motion for flexible multibody systems using quasi-coordinates[J]. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 1995, 18(4): 678-688.
- [22] SICAHNI M T, NIELSEN S R K. First passage probability estimation of wind turbines by Markov Chain Monte Carlo[J]. *Structure and Infrastructure Engineering*, 2013, 9(10): 1067-1079.
- [23] HANSEN M. *Aerodynamics of Wind Turbines*[M]. 3rd ed. London: Routledge, 2015.
- [24] CHAKRABARTI S K. *Handbook of Offshore Engineering*[M]. London: Elsevier, 2005.
- [25] 王树青, 梁丙臣. 海洋工程波浪力学[M]. 青岛: 中国海洋大学出版社, 2013.
- WANG S Q, LIANG B C. *Wave Mechanics for Ocean Engineering*[M]. Qingdao: Ocean University of China Press, 2013.
- [26] FALTINSEN O M. *Sea Loads on Ships and Offshore Structures*[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1993.
- [27] CHEN J B, LIU Z H, SONG Y P, et al. Experimental study on dynamic responses of a Spar-type floating offshore wind turbine[J]. *Renewable Energy*, 2022, 196: 560-578.
- [28] KOO B J, GOUPEE A J, KIMBALL R W, et al. Model tests for a floating wind turbine on three different floaters[J]. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 2014, 136(2): 020907.

## Modeling and verification of multi-rigid body dynamics of floating offshore wind turbines considering servo control

LIU Zeng-hui<sup>1,2</sup>, CHEN Jian-bing<sup>1,2</sup>, SONG Yu-peng<sup>3</sup>, ZHANG Zi-li<sup>1,2</sup>

(1. State Key Laboratory of Disaster Reduction in Civil Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China;

2. College of Civil Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China;

3. College of Civil Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China)

**Abstract:** Floating offshore wind turbine (FOWT) is the key structure for wind energy harvesting in deep sea area, and the dynamic response analysis of FOWTs under complex environmental conditions plays a significant role in guaranteeing the structural safety of the system. In the stage of preliminary design and scheme comparison, an efficient integrated dynamic analysis model is necessary to quantitatively capture the main dynamic characteristics of FOWTs. In this paper, a multi-rigid body fully coupled dynamic analysis model is established for the spar-type FOWT. Based on the Lagrangian equation, an 8-degree-of-freedom equation of motion of the spar-type FOWT considering the generator torque control and blade pitch control mechanisms are derived. According to the parameters of a 1:50 scaled physical model of a spar-type FOWT, the scaled numerical analysis model is established by using the multi-rigid body dynamics model. On this basis, comparisons between the numerical and experimental results under static conditions, wind only conditions, wave only conditions and combined wind and wave conditions are implemented. In addition, the numerical analysis model of the spar-type FOWT prototype in the OC3 project is also established by using the proposed multi-rigid body dynamical theory, and the comparison of the analysis results with FAST is carried out as well. By comparing with the experimental results and the numerical simulation results of FAST, the effectiveness of the proposed multi-rigid body dynamics model of FOWTs is thus verified. The fully coupled model proposed in this paper not only provides a basic for the preliminary design and scheme selection of spar-type FOWTs, but also provides a reference to the development of simplified integrated models for other types of FOWTs.

**Key words:** floating offshore wind turbine; multi-rigid body dynamics model; fully coupled model; model test; experimental verification; numerical verification

作者简介: 刘增辉(1991—),男,博士研究生。电话:(021)65981505; E-mail: liuzenghui@tongji.edu.cn。

通讯作者: 陈建兵(1975—),男,博士,教授。电话:(021)65981505; E-mail: chenjb@tongji.edu.cn。